

Hydraulic motor with eccentric rotor on motor shaft - has adjustable return valve to create pressure increase in chamber, for pressure compensation

Patent number: DE4202466
Publication date: 1993-08-05
Inventor: VOULGARIS ANDRES (DE)
Applicant: VOULGARIS ANDRES (DE)
Classification:
- **International:** F01C1/10; F03C2/08
- **European:** F04C15/00C
Application number: DE19924202466 19920129
Priority number(s): DE19924202466 19920129

[Report a data error here](#)

Abstract of DE4202466

The motor has an eccentric rotor ring (4') on the shaft (17), and distributor discs (6,9). These engage on the rotor on either side, and are supported on the motor housing. Chambers (1,2) are formed between the discs and the housing (16). An adjustable return valve (22) is used, for a targetted pressure increase in one chamber (1), to achieve a pressure compensation on the distributor disc. Both distributor discs are adjustable in axial direction within the housing. The diameter of the discs is smaller than the movement circle of the eccentric rotor ring. Both discs have the same diameter. A clearance (19) is formed on either side of the ring between rotor side and housing wall. USE/ADVANTAGE - Hydraulic motor with reduced wear, improved starting characteristics.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

Best Available Copy

18 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Patentschrift
10 DE 42 02 466 C 2

51 Int. Cl.⁸:
F03 C 2/08
F01 C 1/10

21 Aktenzeichen: P 42 02 466.8-15
22 Anmeldetag: 29. 1. 92
43 Offenlegungstag: 5. 8. 93
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 20. 10. 94

DE 42 02 466 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

73 Patentinhaber:

Voulgaris, Andres, 83734 Hausham, DE

74 Vertreter:

Bardehle, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw.; Pagenberg, J.,
Dr.jur., Rechtsanwalt; Dost, W., Dipl.-Chem.
Dr.rer.nat.; Altenburg, U., Dipl.-Phys., Pat.-Anwälte;
Frohwitter, B., Dipl.-Ing., Rechtsanwalt; Geißler, B.,
Dipl.-Phys.Dr.jur., Pat.- u. Rechtsanwalt; Dosterschill,
P., Dipl.-Ing.Dipl.-Wirtsch.-Ing.Dr.rer.pol.; Rost, J.,
Dipl.-Ing., Pat.-Anwälte, 81679 München

72 Erfinder:

gleich Patentinhaber

59 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:

DE-AS 18 09 445
DE-AS 12 93 599
DE 35 26 319 A1
DE 33 42 131 A1
DE-OS 23 65 057
DE-OS 14 03 885
US 34 90 383

54 Hydraulischer Motor

DE 42 02 466 C 2

Die Erfindung betrifft einen hydraulischen Motor mit einem Rotor auf der Motorwelle und einem exzentrisch umlaufenden Rotorring.

Ein Motor dieser Art gemäß dem Stand der Technik ist in Fig. 3 wiedergegeben. Bei einem derartigen Motor ist der Ventilteller bzw. die Verteilerscheibe in axialer Richtung wegen der Einbeziehung ins Gehäuse fixiert. Die deshalb möglichen hohen Anpreßkräfte in axialer Richtung können erhebliche Verschleißerscheinungen ergeben und die Lebensdauer des Motors beeinträchtigen. Auch werden dadurch die Start- und Leerlaufeigenschaften des Motors beeinflusst.

In der US-PS 3 490 383 ist ein Hydraulikmotor bzw. eine Hydraulikpumpe beschrieben, bei dem bzw. bei der ein gezahnter Rotor und ein gezahnter Rotorring miteinander kämmend bei Anlegen eines Druckes eines Arbeitsfluids bzw. eines Antriebsdrehmoments rotieren. Der Rotor ist in axialer Richtung fixiert, und die in axialer Richtung beider Seiten der Rotor/Rotorring-Kombination befindlichen Ventilplatten sind mit bzw. im Gehäuse festgelegt. Ein Entlastungsventil, das als hydrostatische Drossel wirkt, ist vorgesehen.

In der DE-OS 33 42 131 ist eine Ringkolbenmaschine beschrieben, die einen gezahnten Rotor und einen Ringkolben mit Innen- und Außenverzahnung aufweist, wobei die Innenverzahnung des Ringkolbens mit der Verzahnung des Rotors im Eingriff ist. An dem axial verschiebbaren Rotor und dem Ringkolben liegen seitlich jeweils eine Ventilscheibe und eine Steuerscheibe an, wobei die Steuerscheibe mit einem Axialschub beaufschlagt wird und nicht von dem Gehäuse abhebt, der vor allem beim Starten oder beim plötzlichen Leerlauf des Hydromotors zu starken, den Verschleiß fördernden Anpreßkräften führt. Es ist ebenfalls lediglich ein hydrostatisch wirkendes Entlastungsventil angeordnet.

Aufgabe der Erfindung ist, einen derartigen Motor so auszubilden, daß die Starteigenschaften verbessert werden, und der Verschleiß beim Starten und auch vor allem bei niedriger Last verringert wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch einen Hydromotor gemäß den Merkmalen im Anspruch 1 gelöst. Durch diese Bauweise wird mittels eines einstellbaren Rückschlagventils ein gezielter Druckaufbau in den Kammern ermöglicht, so daß ein Druckausgleich an den Verteilerscheiben erreicht, wodurch der Verschleiß stark vermindert wird.

Weitere Vorteile und Anwendungsmöglichkeiten der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung von Ausführungsbeispielen in Verbindung mit der Zeichnung. Es zeigt

Fig. 1 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor gemäß der Erfindung,

Fig. 2 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor gemäß der Erfindung in einer zweiten Ausführungsform,

Fig. 3 einen Längsschnitt durch einen Hydraulikmotor des Standes der Technik.

Die Erfindung soll zunächst im Vergleich zum Stand der Technik anhand von Fig. 3 näher erläutert werden.

In Fig. 3 ist ein Längsschnitt eines Hydraulikmotors dargestellt, der eine Motorwelle 17 aufweist, auf der ein Rotor 4 verkeilt ist, auf dem ein exzentrisch umlaufender Rotorring 5 angeordnet ist, der über eine Innenverzahnung mit einer Rotorverzahnung in Eingriff steht. Zwischen Rotor 4 und Rotorring 5 ist eine Antriebskammer 3 ausgebildet, in die Hydrauliköl mit einem Druck

von z. B. 200 bar eingeleitet wird, so daß aufgrund der Exzentrizität des Rotorrings 5 dieser mit der Welle 17 in Drehung versetzt wird. Auf der einen Seite liegt der Rotor 4 an einer Verteilerscheibe 9 an, die mit dem Gehäuse 16 des Hydraulikmotors verschraubt ist. Auf der dem Rotor 4 gegenüberliegenden Seite der Verteilerscheibe 9 ist eine Kammer 1 im Gehäuse ausgebildet, in die auf der einen Seite von einem Ölzufluß A eine Bohrung mit einem nicht einstellbaren Entlastungsventil 10 mündet. Auf der gegenüberliegenden Seite führt eine Bohrung von der Kammer 1 zum Ölaufluß B ebenfalls über ein nicht einstellbares Entlastungsventil (nicht dargestellt). Ein Entlastungsventil 11 steht mit der Antriebskammer 3 in Verbindung und ist auf einen Druck von z. B. 200 bar eingestellt. Die Rückseite dieses Entlastungsventils 11 ist mit der Kammer 1 verbunden. Von dem Ölzufluß A führt eine Leitung durch das Gehäuse 16 und Verteilerscheibe 9 zur Antriebskammer 3. Auf der gegenüberliegenden Seite führt eine entsprechende Leitung von der Antriebskammer zum Ölaufluß B.

Die Kammer 1 ist als drucklose Kammer ausgelegt. Durch die bei A und B angeschlossenen Geräte und langen Leitungen kann sich ein Rückstau bei A und B ausbilden, der eine Druckentlastung der Kammer 1 nicht immer zuläßt. Dieser Rückstau wirkt sich auch hinter einem Flansch 13 der Verteilerscheibe 6 auf der gegenüberliegenden Seite des Rotors 4 über das zwischen Welle 17 und Rotor 4 vorhandene Spiel in der Kammer 2 aus, die ebenfalls als drucklose Kammer vorgesehen ist. Hierdurch wird kein Druckausgleich an den Verteilerscheiben 6, 9 erzielt, wodurch sich ein erhöhter Verschleiß am Rotor 4 bzw. dem Rotorring 5 und der Verteilerscheibe ergibt.

Eine Widerlagerscheibe 7, die mit einem Dichtungsring 12 versehen ist, liegt am Außenumfang am Gehäuse 16 an, während sie am Innenumfang auf dem Flansch 13 der Verteilerscheibe 6 liegt. Zwischen Verteilerscheibe 6 und Widerlager 7 ist eine Tellerfeder 8 angeordnet. Dieser Zwischenraum bildet eine Gegendruckkammer 25, in welcher der Druck der Antriebskammer 3 herrscht, z. B. 200 bar, da das Öl von der Antriebskammer 3 über den nicht abgedichteten äußeren Umfang der Verteilerscheibe 6 in die Gegendruckkammer 25 gelangt.

Eine Abdichtung der Verteilerscheibe 9 gegenüber dem Gehäuse mittels mehrerer Dichtungsringe 15 ist an einer kegeltumpfförmigen Fläche vorgesehen, und ein Dichtungsring 14 ist an der Motorwelle 17 am Gehäuse 16 angebracht. Die Welle 17 ist im Gehäuse 16 drehbar in Lagern 18 gelagert.

Aufgrund der großen Fläche der Verteilerscheibe 6, die sich über den Durchmesser der Antriebskammer 3 erstreckt, ist der Druck in der Gegendruckkammer 25, der am Rotor 4 wirkt, höher als der Druck von den Seiten der Antriebskammer 3, wobei durch die exzentrische Drehbewegung des Rotorrings 5 ein ungleicher Druckwechsel über dem Umfang auftritt. Die Tellerfeder 8 ist beispielsweise mit 78,5 MPa (800 kg/cm²) vorgespannt und wirkt zusätzlich zum Druck in der Gegendruckkammer 25 auf die Verteilerscheibe 6. Hierdurch treten an den Seitenflächen des Rotors 4 erhebliche Druckkräfte auf, wodurch ein hoher Verschleiß verursacht wird und die Starteigenschaften des Motors verschlechtert werden.

Fig. 1 zeigt die erfindungsgemäße Bauweise eines Hydraulikmotors, wobei für gleiche bzw. entsprechende Bauteile die gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 3 verwendet sind.

Bei dem erfindungsgemäßen Hydraulikmotor sind die Verteilerscheiben bzw. Ventilscheiben 6, 9 im Gehäuse in Achsrichtung der Welle 17 beweglich.

Vorzugsweise ist die Kammer 1 als Gegendruckkammer mit einem niedrigen Druck ausgelegt, der durch ein einstellbares Rückschlagventil 22 einstellbar ist. Der in der Kammer 1 eingestellte Druck bildet sich über das vorhandene Spiel der Bauteile auch in der Kammer 2 aus. Mit dem den gezielten Druckaufbau in den Kammern 1, 2 ermöglichenden einstellbaren Rückschlagventil 22 wird auch ein Druckausgleich an den Verteilerscheiben 6, 9 erzielt, wodurch eine entsprechende Verschleißminderung an den Verteilerscheiben 6 und 9 erzielt ist. Die Kammer 1 wird durch die zylindrische Verteilerscheibe 9 begrenzt, die in Achsrichtung der Welle 17 im Gehäuse 16 beweglich ist und auf dem Umfang durch Dichtungsringe 15 gegenüber dem Gehäuse 16 abgedichtet ist. Positionierstifte 19 verhindern eine Drehung der Verteilerscheibe 9, lassen aber eine Verstellbewegung in Achsrichtung zu. Diese Verteilerscheibe 9 hat einen Durchmesser, der etwas geringer ist als der Außendurchmesser des Rotorringes 5, wobei die axiale Breite dieser Scheibe 9 so ausgelegt ist, daß sich zwischen Rotor 4 bzw. Rotorring 5 und seitlich begrenzender Gehäusewand ein Zwischenraum 24 bildet. Auf der gegenüberliegenden Seite des Rotors 4 ist eine zylindrische Verteilerscheibe 6 bzw. Ventilscheibe ebenfalls verschiebbar auf der Welle 17 angeordnet, die den gleichen Durchmesser hat, wie die auf der Welle 17 verschlebbare Verteilerscheibe 9. Diese Scheibe 6 wird durch eine Tellerfeder 8 beaufschlagt, die am Gehäuse 16 abgestützt ist. Die untere Kammer 2 hat einen kleineren Durchmesser als die Verteilerscheibe 6 und wirkt als Gegendruckkammer mit niedrigem Druck, der einstellbar ist.

Ein federbeaufschlagtes einstellbares Rückschlagventil 22 ist zwischen der Kammer 1 und Ölzufluß A bzw. Ölaufluß B angeordnet.

Ein Dichtungsring 21 ist an der Verteilerscheibe 9 am Innenumfang angeordnet, der in Richtung auf die Kammer 1 Drucköl von der Antriebskammer 3 durchläßt, in der Gegenrichtung aber nicht. Des weiteren ist ein Dichtungsring 20 auf dem Außenumfang der Verteilerscheibe 6 vorgesehen.

Bei dem Hydraulikmotor gemäß der Bauweise nach Fig. 1 wirkt der Druck in der Antriebskammer 3 gleichmäßig auf die beiden Verteilerscheiben 9 und 6. Durch einen beiderseits des Rotorrings 5 in axialer Richtung sich ergebenden Zwischenraum 24 erfolgt ein Druckausgleich am Rotorring 5, und die exzentrische Drehbewegung des Rotorrings 5 hat keinen Einfluß mehr bzw. kann nicht mehr zu einem ungleichförmigen Druckwechsel führen. Der Rotorring 5 stabilisiert sich durch den Druck in der Antriebskammer 3 bei z. B. 200 bar. Die Tellerfeder 8 ist auf einen geringen Gegendruck ausgelegt. Aufgrund der geringen Kräfte, die seitlich am Rotor 4 angreifen und durch den Druckausgleich ergibt sich eine erhebliche Verschleißverringerung am Rotor 4 und an den Verteilerscheiben 6, 9, wodurch auch die Starteigenschaften des Hydraulikmotors verbessert werden.

Vorzugsweise werden für die beaufschlagten Bauteile Kugelgraptitguß und Teflonmaterial verwendet.

Fig. 2 zeigt eine Bauweise entsprechend Fig. 1, wobei zusätzlich am Innenumfang der Verteilerscheibe 6 ein Dichtungsring 23 angeordnet ist, der in Richtung auf die Kammer 2 kein Drucköl durchtreten läßt, in der Gegenrichtung aber durchlässig ist.

Das Gehäuse 16 ist wie bei der Bauweise nach Fig. 1 dreiteilig ausgebildet.

Die Welle 17 ist gegenüber dem Gehäuse 16 doppelt abgedichtet durch die Dichtungsringe 20 und 23 sowie den Dichtungsring 14, der ebenfalls so ausgebildet ist, daß er in Richtung auf die Außenseite des Gehäuses 16 kein Öl durchtreten läßt. Bei Motoren, die längere Zeit im Freien stehen und in einer Umgebung mit Säure und Sand arbeiten, entsteht Korrosion an der Welle 17 des Motors, die leicht zu Undichtigkeiten führen kann. Die beschriebene Abdichtung verhindert auch nach längerer Betriebsdauer ein Austreten von Öl.

Es kann auch eine Tellerfeder 26 zwischen der Verteilerscheibe 9 und dem Gehäuse 16 in Fig. 2 vorgesehen sein.

Patentansprüche

1. Hydraulikmotor mit einem auf einer Motorwelle (17) befestigten Rotor (4), der aufweist:

a) einen auf dem Rotor angeordneten exzentrisch umlaufenden Rotorring (5), der über eine Innenverzahnung mit einer Rotorverzahnung im Eingriff steht;

b) Verteilerscheiben (6, 9), die beiderseits des Rotors (4) angeordnet und am Gehäuse (16) des Motors abgestützt sind; und

c) Kammern (1, 2), die zwischen diesen Verteilerscheiben (6, 9) und dem Gehäuse (16) angeordnet sind;

dadurch gekennzeichnet, daß

d) die Verteilerscheiben (6, 9) im Gehäuse (16) in Achsrichtung der Welle (17) beweglich sind und

e) zumindest in der einen Kammer (1) ein einstellbares Rückschlagventil (22) angeordnet ist, durch das ein gezielter Druckaufbau zumindest in der einen Kammer (1) mit der Folge eines Druckausgleichs an den Verteilerscheiben (6, 9) erfolgt.

2. Hydraulikmotor nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) einen Durchmesser aufweisen, der kleiner ist als der Bewegungskreis des exzentrischen Rotorringes (5).

3. Hydraulikmotor nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) den gleichen Durchmesser haben.

4. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheibe (6, 9) durch mindestens eine Tellerfeder (8 bzw. 26) am Gehäuse (16) abgestützt sind.

5. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Verteilerscheiben (6, 9) aus PTFE-Material bestehen.

6. Hydraulikmotor nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß beiderseits des Rotorrings (5) in axialer Richtung ein Zwischenraum (24) zwischen Rotorring (5) und Gehäuse (16) vorgesehen ist.

Hierzu 3 Seite(n) Zeichnungen

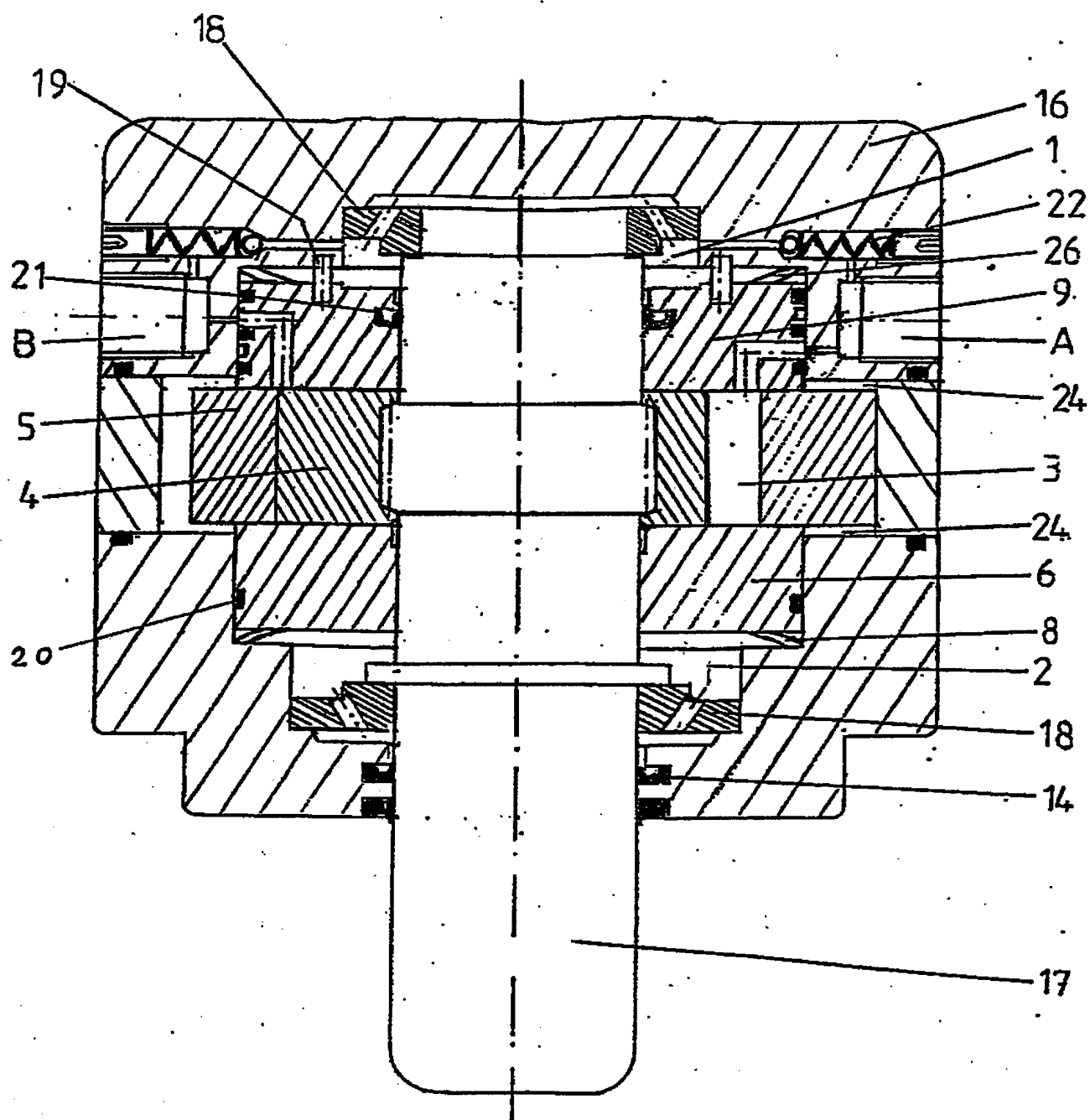


FIG.1

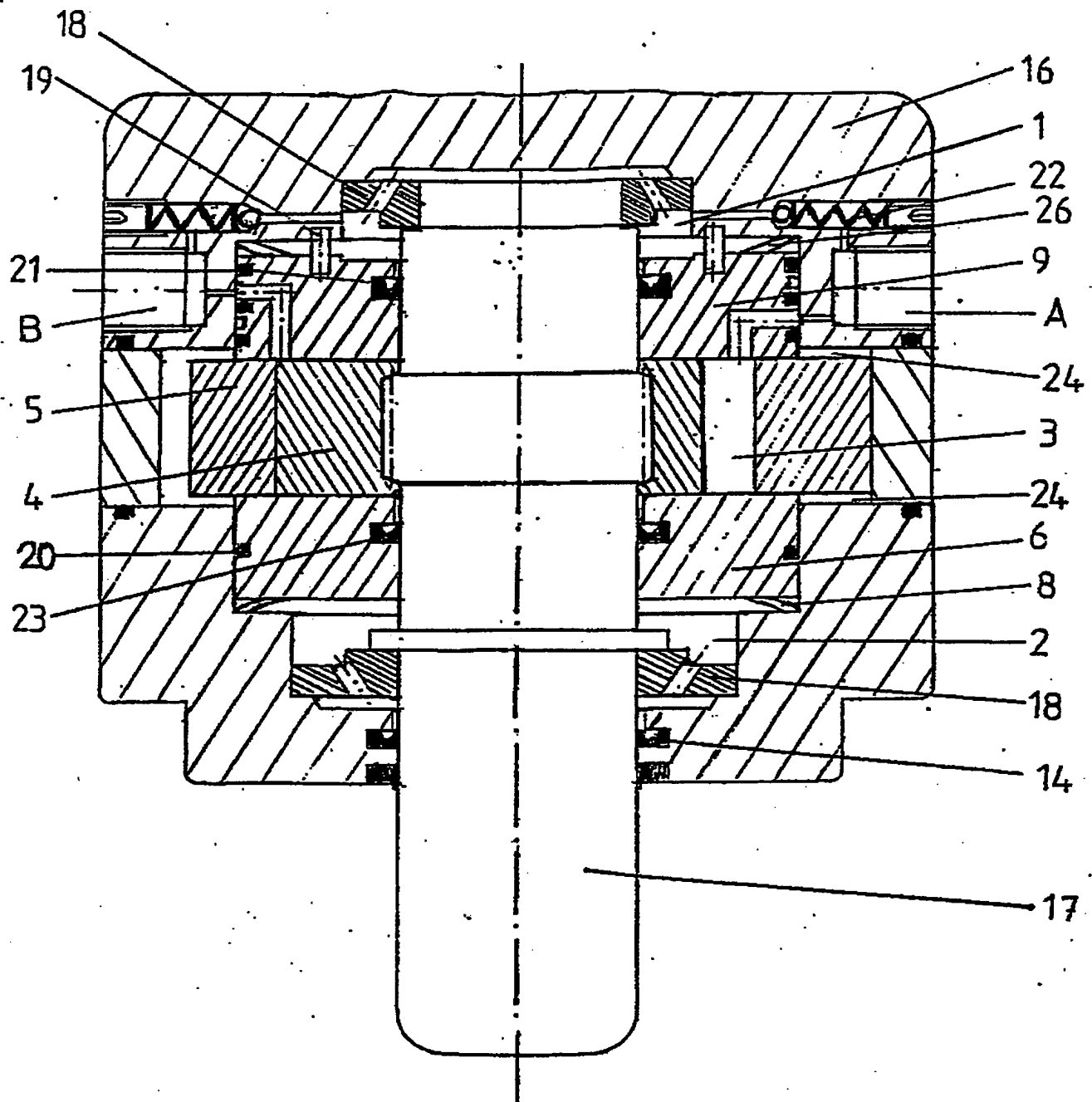


FIG. 2

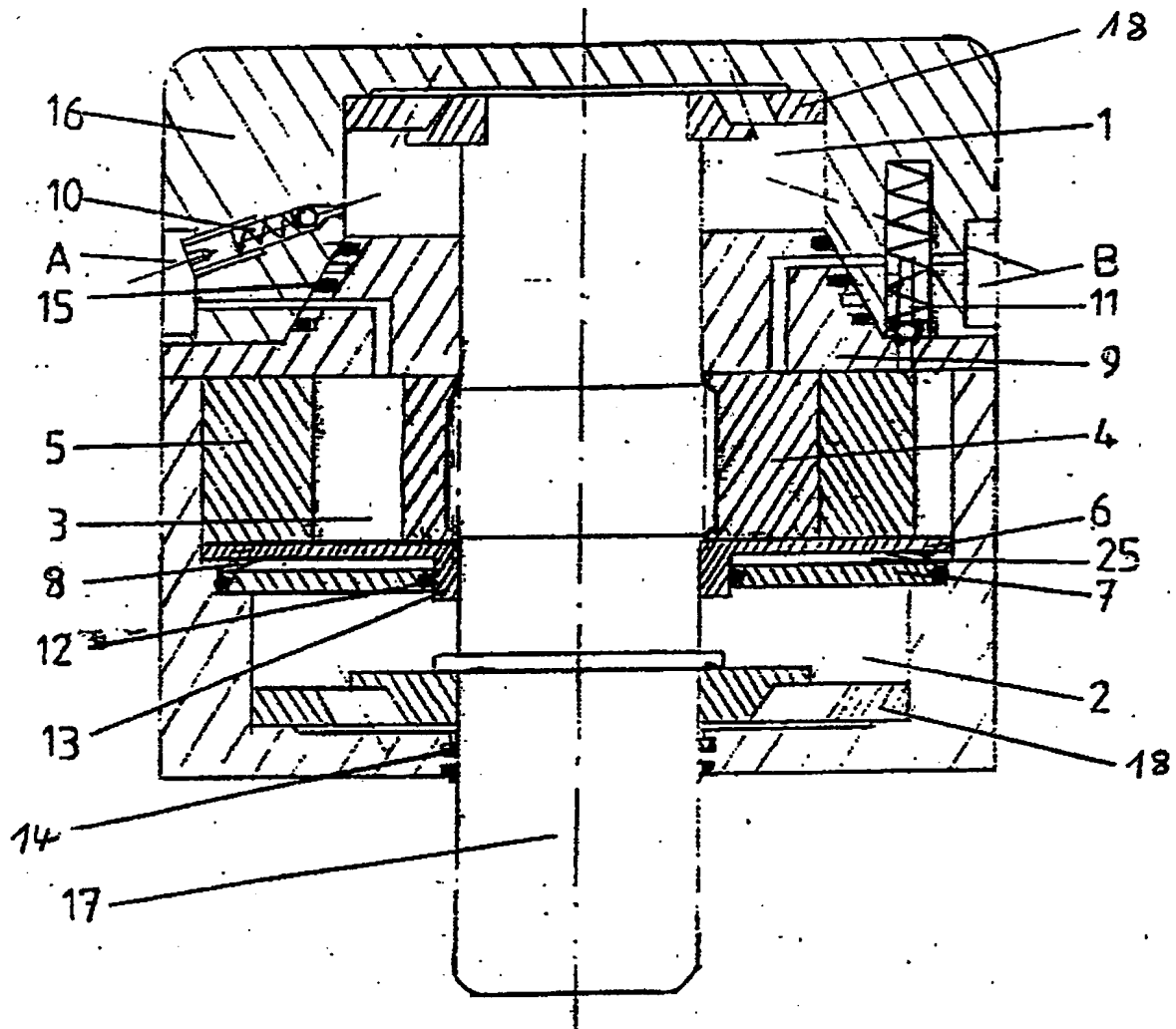


FIG. 3

Hydraulic motor

5 Description

The invention relates to a hydraulic motor with a rotor on the motor shaft and an eccentrically rotating rotor ring.

10

A motor of this type according to the prior art is reproduced in Figure 3. In the case of such a motor, the valve plate or the valve disk is fixed in the axial direction because it is incorporated in the housing.

15

The high pressing forces that are therefore possible in the axial direction can result in considerable effects of wear and adversely affect the service life of the motor. The starting and idling properties of the motor are also influenced by this.

20

In US Patent 3 490 383 there is a description of a hydraulic motor or a hydraulic pump in which a toothed rotor and a toothed rotor ring rotate in mesh with one another when a pressure of a working fluid or a drive torque is applied. The rotor is fixed in the axial direction, and the valve plates located on both sides of the rotor/rotor-ring combination in the axial direction are fixed with or in the housing. A relief valve, which acts as a hydrostatic restrictor, is

30

In DE-A 33 42 131 there is a description of an annular piston engine which has a toothed rotor and an annular piston with internal and external toothing, the internal toothing of the annular piston being in engagement with the toothing of the rotor. A valve disk and a control disk respectively bear laterally against the axially displaceable rotor and the annular piston, the control disk being subjected to an axial

35

thrust, and not lifting off from the housing, which leads to strong, wear-inducing pressing forces, in particular in cases of starting or sudden idling of the hydraulic motor. Likewise, merely a hydrostatically
5 acting relief valve is arranged.

The object of the invention is to form a motor of this type in such a way that the starting properties are improved, and the amount of wear in cases of starting,
10 and in particular under low load, is reduced.

This object is achieved according to the invention by a hydraulic motor according to the features in claim 1. This type of construction makes a specifically defined
15 pressure buildup possible in the chambers by means of an adjustable nonreturn valve, so that a pressure equalization is achieved at the valve disks, whereby the amount of wear is greatly reduced.

20 Further advantages and application possibilities of the present invention emerge from the following description of exemplary embodiments in conjunction with the drawing, in which:

25 Figure 1 shows a longitudinal section through a hydraulic motor according to the invention,

Figure 2 shows a longitudinal section through a hydraulic motor according to the invention in
30 a second embodiment,

Figure 3 shows a longitudinal section through a hydraulic motor of the prior art.

35 The invention is firstly to be explained in more detail in comparison with the prior art with reference to Figure 3.

Represented in Figure 3 is a longitudinal section of a

hydraulic motor, which has a motor shaft 17, keyed on which is a rotor 4, on which an eccentrically rotating rotor ring 5 is arranged and in engagement with a rotor toothed by means of an internal toothed. Formed
5 between the rotor 4 and the rotor ring 5 is a drive chamber 3, into which hydraulic oil is introduced at a pressure of, for example, 200 bar, so that, on account of the eccentricity of the rotor ring 5, the latter is set in rotation with the shaft 17. On one side, the
10 rotor 4 bears against a distributing disk 9, which is screwed to the housing 16 of the hydraulic motor. Formed in the housing on the side of the valve disk 9 opposite from the rotor 4 is a chamber 1, into which a bore with a nonadjustable relief valve 10 opens out on
15 one side from an oil inlet A. On the opposite side, a bore from the chamber 1 leads to the oil outlet B, likewise via a nonadjustable relief valve (not represented). A relief valve 11 is in connection with the drive chamber 3 and is set to a pressure of, for
20 example, 200 bar. The rear side of this relief valve 11 is connected to the chamber 1. From the oil inlet A, a line leads through the housing 16 and the distributing disk 9 to the drive chamber 3. On the opposite side, a corresponding line leads from the
25 drive chamber to the oil outlet B.

The chamber 1 is designed as a pressureless chamber. The devices connected at A and B and the long lines can cause the formation of a backpressure at A and B, which
30 does not always allow pressure relief of the chamber 1. This backpressure also acts behind a flange 13 of the distributing disk 6 on the opposite side of the rotor 4 as a result of the play present between the shaft 17 and the rotor 4 in the chamber 2, which is likewise
35 provided as a pressureless chamber. As a result, no pressure equalization is achieved at the distributing disks 6, 9, resulting in an increased amount of wear at the rotor 4 or the rotor ring 5 and the distributing disk.

An abutment disk 7, which is provided with a sealing ring 12, bears at the outer periphery against the housing 16, while at the inner periphery it rests on the flange 13 of the distributing disk 6. Arranged between the distributing disk 6 and the abutment 7 is a cup spring 8. This intermediate space forms a counterpressure chamber 25, in which the pressure of the drive chamber 3 prevails, for example 200 bar, since the oil from the drive chamber 3 passes via the unsealed outer periphery of the distributing disk 6 into the counterpressure chamber 25.

Sealing of the distributing disk 9 with respect to the housing by means of a number of sealing rings 15 is provided on a frustoconical surface, and a sealing ring 14 is attached to the motor shaft 17 at the housing 16. The shaft 17 is rotatably mounted in the housing 16 in bearings 18.

On account of the large surface area of the distributing disk 6, which extends over the diameter of the drive chamber 3, the pressure in the counterpressure chamber 25, which acts on the rotor 4, is higher than the pressure from the sides of the drive chamber 3, an unequal pressure change occurring over the periphery as a result of the eccentric rotational movement of the rotor ring 5. The cup spring 8 is biased, for example with 78.5 MPa (800 kg/cm²), and acts in addition to the pressure in the counterpressure chamber 25 on the distributing disk 6. As a result, considerable compressive forces occur on the side surfaces of the rotor 4, whereby a high amount of wear is caused and the starting properties of the motor are adversely affected.

Figure 1 shows the type of construction of a hydraulic motor according to the invention, the same designations

as in Figure 3 being used for the same or corresponding components.

5 In the case of the hydraulic motor according to the invention, the distributing disks or valve disks 6, 9 in the housing are movable in the axial direction of the shaft 17.

10 The chamber 1 is preferably designed as a counterpressure chamber with a low pressure, which can be set by an adjustable nonreturn valve 22. The pressure set in the chamber 1 also forms in the chamber 2 as a result of the play of the components that is present. With the adjustable nonreturn valve 22,
15 permitting the specifically defined pressure buildup in the chambers 1, 2, a pressure equalization is also achieved at the distributing disks 6, 9, whereby a corresponding reduction in the wear at the distributing disks 6 and 9 can also be achieved. The chamber 1 is
20 delimited by the cylindrical distributing disk 9, which is movable in the housing 16 in the axial direction of the shaft 17 and at the periphery is sealed with respect to the housing 16 by sealing rings 15. Positioning pins 19 prevent rotation of the
25 distributing disk 9, but allow an adjusting movement in the axial direction. This distributing disk 9 has a diameter which is slightly smaller than the outer diameter of the rotor ring 5, the axial width of this disk 9 being designed such that an intermediate space
30 24 forms between the rotor 4 or rotor ring 5 and the laterally delimiting housing wall. On the opposite side of the rotor 4, a cylindrical distributing disk 6 or valve disk, which has the same diameter as the distributing disk 9 which is displaceable on the shaft
35 17, is likewise displaceably arranged on the shaft 17. This disk 6 is actuated by a cup spring 8, which is supported on the housing 16. The lower chamber 2 has a smaller diameter than the distributing disk 6 and acts

as a counterpressure chamber with a low pressure, which can be set.

5 A spring-actuated adjustable nonreturn valve 22 is arranged between the chamber 1 and the oil inlet A or oil outlet B.

10 A sealing ring 21, which allows oil under pressure to pass through from the drive chamber 3 in the direction of the chamber 1, but not in the opposite direction, is arranged on the valve disk 9. Furthermore, a sealing ring 20 is provided at the outer periphery of the distributing disk 6.

15 In the case of the hydraulic motor of the type of construction that is shown in Figure 1, the pressure in the drive chamber 3 acts uniformly on the two distributing disks 9 and 6. An intermediate space 24 created on both sides of the rotor ring 5 in the axial
20 direction brings about a pressure equalization at the rotor ring 5, and the eccentric rotational movement of the rotor ring 5 no longer has any influence or can no longer lead to a nonuniform pressure change. The rotor ring 5 is stabilized by the pressure in the drive
25 chamber 3 at, for example, 200 bar. The cup spring 8 is designed for a low counterpressure. On account of the small forces which act laterally on the rotor 4 and as a result of the pressure equalization, a considerable reduction in the amount of wear on the
30 rotor 4 and on the distributing disks 6, 9 is obtained, whereby the starting properties of the hydraulic motor are also improved.

35 Spheroidal graphite iron and Teflon material are preferably used for the actuated components.

Figure 2 shows a type of construction corresponding to Figure 1, a sealing ring 23, which does not allow oil under pressure to pass through in the direction of the

chamber 2 but does allow it to pass through in the opposite direction, additionally being provided at the inner periphery of the distributing disk 6.

- 5 As in the case of the type of construction that is shown in Figure 1, the housing 16 is formed in three parts.

10 The shaft 17 is double-sealed with respect to the housing 16, by the sealing rings 20 and 23 and also the sealing ring 14, which is likewise formed such that it does not allow oil to pass through in the direction of the outer side of the housing 16. In the case of
15 motors which are outdoors for a considerable time and operate in an environment with acid and sand, corrosion occurs on the shaft 17 of the motor and can easily lead to leakages. The sealing described also prevents any escape of oil after a prolonged operating period.

- 20 A cup spring 26 may also be provided between the distributing disk 9 and the housing 16 in Figure 2.

Patent claims

1. A hydraulic motor with a rotor (4) fastened on a motor shaft (17), and having:
 - 5 a) an eccentrically rotating rotor ring (5), which is arranged on the rotor and is in engagement with a rotor toothing by means of an internal toothing;
 - 10 b) distributing disks (6, 9), which are arranged on both sides of the rotor (4) and are supported on the housing (16) of the motor; and
 - c) chambers (1, 2), which are arranged between these distributing disks (6, 9) and the housing (16);
- 15 wherein
 - d) the distributing disks (6, 9) in the housing (16) are movable in the axial direction of the shaft (17) and
 - 20 e) arranged at least in one chamber (1) is an adjustable nonreturn valve (22), by which a specifically defined pressure buildup takes place at least in one chamber (1), with the consequence of a pressure equalization at the distributing disks (6, 9).
- 25 2. The hydraulic motor as claimed in claim 1, wherein the distributing disks (6, 9) have a diameter which is smaller than the circle of movement of the eccentric rotor ring (5).
- 30 3. The hydraulic motor as claimed in claim 1 or 2, wherein the distributing disks (6, 9) have the same diameter.
- 35 4. The hydraulic motor as claimed in one of claims 1 to 3, wherein the distributing disks (6, 9) are supported on the housing (16) by at least one cup spring (8 and 26, respectively).

5. The hydraulic motor as claimed in one of claims 1 to 4, wherein the distributing disks (6, 9) consist of PTFE material.

5 6. The hydraulic motor as claimed in one of claims 1 to 5, wherein an intermediate space (24) is provided on both sides of the rotor ring (5) in the axial direction, between the rotor ring (5) and the housing (16).

10

3 pages of related drawings

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ **BLACK BORDERS**
- ☐ **IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- ☐ **FADED TEXT OR DRAWING**
- ☐ **BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- ☐ **SKEWED/SLANTED IMAGES**
- ☐ **COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- ☐ **GRAY SCALE DOCUMENTS**
- ☐ **LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- ☐ **REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- ☐ **OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.